

This Page Is Inserted by IFW Operations  
and is not a part of the Official Record

## **BEST AVAILABLE IMAGES**

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images may include (but are not limited to):

- BLACK BORDERS
- TEXT CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES
- FADED TEXT
- ILLEGIBLE TEXT
- SKEWED/SLANTED IMAGES
- COLORED PHOTOS
- BLACK OR VERY BLACK AND WHITE DARK PHOTOS
- GRAY SCALE DOCUMENTS

**IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.**

**As rescanning documents *will not* correct images,  
please do not report the images to the  
Image Problem Mailbox.**

# EUROPEAN PATENT OFFICE

## Patent Abstracts of Japan

PUBLICATION NUMBER : 2000161805  
PUBLICATION DATE : 16-06-00

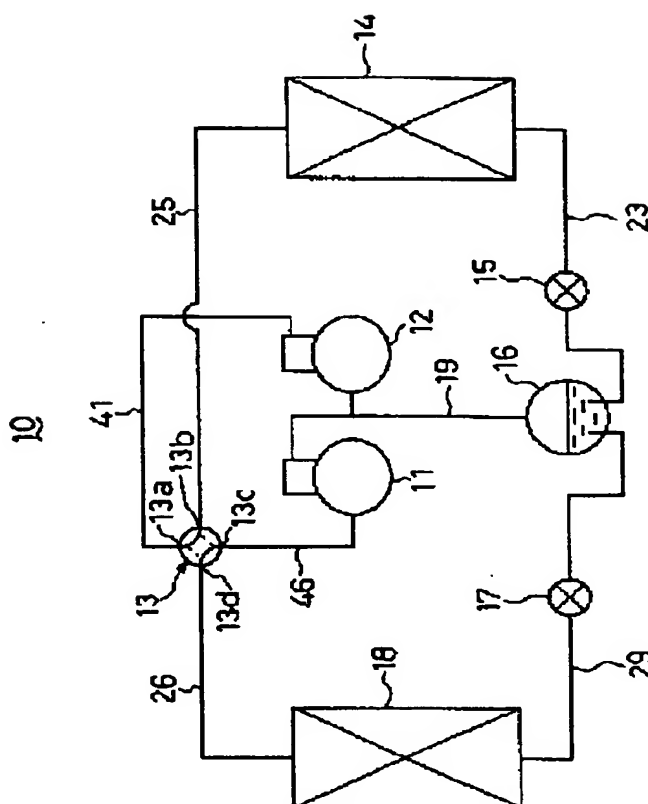
APPLICATION DATE : 27-11-98  
APPLICATION NUMBER : 10336685

APPLICANT : DAIKIN IND LTD;

INVENTOR : YONEMOTO KAZUO;

INT.CL. : F25B 13/00 F25B 29/00 F25B 31/00  
F25B 41/04 F25B 43/00

TITLE : REFRIGERATING APPARATUS



ABSTRACT : PROBLEM TO BE SOLVED: To improve the efficiency of a refrigerating cycle by effectively utilizing the characteristic of a non-azeotropic mixed refrigerant.

SOLUTION: This refrigerating apparatus is successively provided with a first and a second compressors 11, 12 for compressing a non-azeotropic mixed refrigerant in two stages, a heat source side heat exchanger 14, a first and a second expansion valves 15, 17, and a utilization side heat exchanger 18. The heat source side heat exchanger 14 and the utilization side heat exchanger 18 are formed in such a manner that heat-exchanging is effected between a refrigerant and a heat transfer medium in a state of counterflow. A gas-liquid separator 16 for performing gas-liquid separation of a two-phase refrigerant being under an intermediate pressure is provided between the first expansion valve 15 and the second expansion valve 17. A gas pipe 19 is provided which connects a gas outlet part of the gas-liquid separator 16 to a portion between the first compressor 11 and the second compressor 12. A Lorentz cycle is performed in a two-stage compression refrigerating cycle.

COPYRIGHT: (C)2000,JPO

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 2000-161805  
(43)Date of publication of application : 16.06.2000

(51)Int.Cl. F25B 13/00  
F25B 29/00  
F25B 31/00  
F25B 41/04  
F25B 43/00

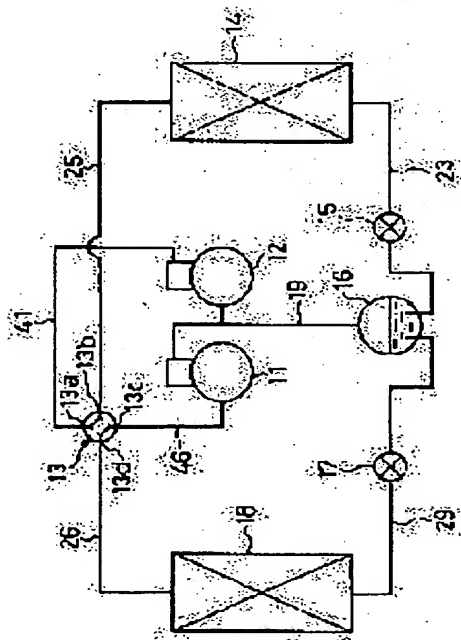
(21)Application number : 10-336685 (71)Applicant : DAIKIN IND LTD  
(22)Date of filing : 27.11.1998 (72)Inventor : BOKU HARUSHIGE  
YOSHIMI MANABU  
YONEMOTO KAZUO

(54) REFRIGERATING APPARATUS

(57)Abstract:

PROBLEM TO BE SOLVED: To improve the efficiency of a refrigerating cycle by effectively utilizing the characteristic of a non-azeotropic mixed refrigerant.

SOLUTION: This refrigerating apparatus is successively provided with a first and a second compressors 11, 12 for compressing a non-azeotropic mixed refrigerant in two stages, a heat source side heat exchanger 14, a first and a second expansion valves 15, 17, and a utilization side heat exchanger 18. The heat source side heat exchanger 14 and the utilization side heat exchanger 18 are formed in such a manner that heat-exchanging is effected between a refrigerant and a heat transfer medium in a state of counterflow. A gas-liquid separator 16 for performing gas-liquid separation of a two-phase refrigerant being under an intermediate pressure is provided between the first expansion valve 15 and the second expansion valve 17. A gas pipe 19 is provided which connects a gas outlet part of the gas-liquid separator 16 to a portion between the first compressor 11 and the second compressor 12. A Lorentz cycle is performed in a two-stage compression refrigerating cycle.



LEGAL STATUS

[Date of request for examination]  
[Date of sending the examiner's decision of rejection]  
[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]  
[Date of final disposal for application]  
[Patent number]  
[Date of registration]  
[Number of appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of requesting appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of extinction of right]

Copyright (C); 1998,2003 Japan Patent Office

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開2000-161805

(P2000-161805A)

(43) 公開日 平成12年6月16日 (2000.6.16)

(51) Int. Cl. <sup>7</sup>	識別記号	F I.	チーエーコード (参考)
F 2 5 B 13/00		F 2 5 B 13/00	A 3 L 0 9 2
	3 3 1		U
29/00	3 2 1	29/00	3 3 1 A
31/00		31/00	3 2 1
			A
審査請求 未請求 請求項の数 5 O L (全 13 頁) 最終頁に続く			

(21) 出願番号 特願平10-336685

(22) 出願日 平成10年11月27日 (1998. 11. 27)

(71) 出願人 000002853

ダイキン工業株式会社

大阪府大阪市北区中崎西2丁目4番12号

梅田センタービル

(72) 発明者 朴 春成

大阪府堺市金岡町1304番地 ダイキン工業

株式会社堺製作所金岡工場内

(72) 発明者 吉見 学

大阪府堺市金岡町1304番地 ダイキン工業

株式会社堺製作所金岡工場内

(74) 代理人 100077931

弁理士 前田 弘 (外1名)

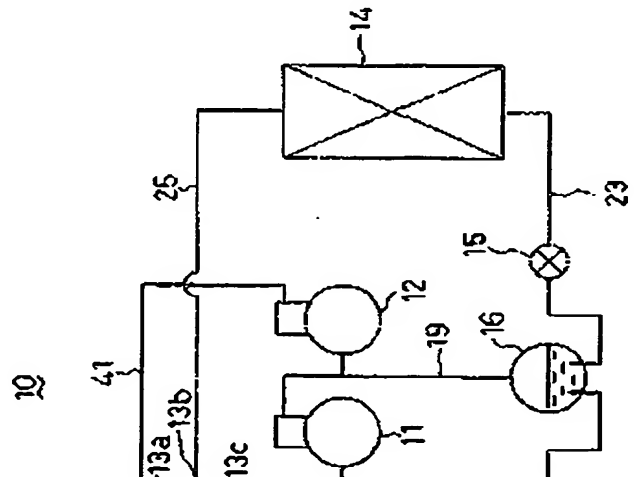
最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 冷凍装置

(57) 【要約】

【課題】 非共沸混合冷媒の特性を有効に活用することにより、サイクルの効率を向上させる。

【解決手段】 非共沸混合冷媒を2段に圧縮する第1及び第2圧縮機(11)、(12)と、熱源側熱交換器(14)と、第1及び第2膨張弁(15)、(17)と、利用側熱交換器(18)とを順に備える。熱源側熱交換器(14)及び利用側熱交換器(18)を、冷媒と熱媒体とを対向流の状態での熱交換させるように構成する。第1膨張弁(15)と第2膨張弁(17)との間に、中間圧力の二相冷媒を気液分離する気液分離器(16)を設ける。気液分離器(16)のガス流出部と、第1圧縮機(11)と第2圧縮機(12)との間とを接続するガス配管(19)を設ける。2段圧縮式の冷凍サイクルにおいて、ロー



(2)

特開 2000-161805

1

2

## 【特許請求の範囲】

【請求項 1】 非共沸混合冷媒を多段に圧縮するように直列に接続された 2 以上の圧縮機(11,12)と、

該圧縮機(11,12)で圧縮された該非共沸混合冷媒を凝縮させる凝縮器(14)と、

該凝縮器(14)で凝縮した該非共沸混合冷媒を減圧させる減圧手段(15,17)と、

該減圧手段(15,17)で減圧した該非共沸混合冷媒と所定の熱媒体とを対向流の状態 で流通させ、該非共沸混合冷媒を該熱媒体と熱交換させて蒸発させる蒸発器(18)とを有する冷媒回路(10)を備えている冷凍装置。

【請求項 2】 請求項 1 に記載の冷凍装置であって、凝縮器(14)は、非共沸混合冷媒と所定の熱媒体とを対向流の状態 で流通させ、該非共沸混合冷媒を該熱媒体と熱交換させて凝縮させるように構成されている冷凍装置。

【請求項 3】 請求項 1 または 2 のいずれか一つに記載の冷凍装置であって、

圧縮機は、非共沸混合冷媒を 2 段に圧縮する第 1 及び第 2 圧縮機(11,12)から成り、

減圧手段は、互いに直列に接続された第 1 及び第 2 膨張弁(15,17)から成り、

冷媒回路(10)は、該第 1 膨張弁(15)と該第 2 膨張弁(17)との間に設けられた気液分離器(16)と、

一端が上記気液分離器(16)のガス流出部に接続され、他端が上記第 1 圧縮機(11)と第 2 圧縮機(12)との間に接続されたガス配管(19)とを備えている冷凍装置。

【請求項 4】 請求項 1 または 2 のいずれか一つに記載の冷凍装置であって、

圧縮機は、非共沸混合冷媒を 2 段に圧縮する第 1 及び第 2 圧縮機(11,12)から成り、

冷媒回路(10)は、凝縮器(14)と蒸発器(18)とを接続する第 1 配管(43)と、該凝縮器(14)の下流側において該第 1 配管(43)と並列に設けられた第 2 配管(47)とを備え、

減圧手段は、上記第 1 配管(43)に設けられた第 1 膨張弁(15)と、上記第 2 配管(47)に設けられた第 2 膨張弁(17)とを備え、

上記冷媒回路(10)は、上記第 1 配管(43)における上記第 1 膨張弁(15)の上流側に設けられた第 1 熱交換部(40a)及び上記第 2 配管(47)における上記第 2 膨張弁(17)の下流側に設けられた第 2 熱交換部(40b)を有し、該第 1 熱交換部(40a)を流通する冷媒と該第 2 熱交換部(40b)を流通する冷媒とを熱交換させる冷媒-冷媒熱交換器(40)と

と

可逆運転が自在なように冷媒の循環方向を切り換える流路切換手段(13)と、

蒸発器(14,18)または凝縮器(14,18)において冷媒と熱媒体とが互に対向流となるように、該蒸発器(14,18)または該凝縮器(14,18)の冷媒の流通方向を切り換える流通方向変更手段(20,21,30,35)とを備えている冷凍装置。

## 【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】本発明は、冷凍装置に係り、特に、非共沸混合冷媒を利用した冷凍装置に関する。

【0002】

【従来の技術】従来より、圧縮機、凝縮器、膨張弁及び蒸発器を順に接続して成る冷媒回路を備え、当該冷媒回路内に単一冷媒が充填された冷凍装置が知られている。この種の冷凍装置では、圧縮機から吐出された冷媒は、凝縮器で所定の熱媒体と熱交換を行って凝縮し、膨張弁で減圧し、蒸発器で所定の熱媒体と熱交換を行って蒸発した後、圧縮機に戻る循環動作を行う。冷媒は単一冷媒であるため、このような循環動作に際して、冷媒の凝縮温度及び蒸発温度は一定となる。

【0003】

【発明が解決しようとする課題】ところで、近年、地球環境問題に鑑み、冷媒の代替化が進められている。地球環境に悪影響を与えない冷媒として種々の冷媒が検討されているが、単一冷媒で所定の条件を満たすものはほとんどなく、今後、混合冷媒が使用される可能性が高まっている。その中でも、特に有望な混合冷媒として、非共沸混合冷媒が検討されている。

【0004】しかし、非共沸混合冷媒は、その非共沸性から、熱交換器内で蒸発又は凝縮する際に冷媒の温度が変化するという特性を有している。つまり、熱交換器内で冷媒温度が一定とはならず、温度勾配が生ずる。そのため、単に冷媒を非共沸混合冷媒に入れ替えて、従来の冷凍装置をそのまま使用したのでは、冷媒と熱媒体との間の平均的な温度差が小さくなり、十分な熱交換量を確保することができなくなるおそれがある。そこで、所定の熱交換量を確保するためには、冷媒の平均凝縮温度を上昇させると共に平均蒸発温度を低下させ、冷媒と熱媒体との平均温度差を大きくする必要が生じる。しかし、この場合、冷媒回路内の高低圧差を増大させなければならず、圧縮機の効率が低下するという課題が生ずることになる。

【0005】一方、非共沸混合冷媒の特性を積極的に活

(3)

特開 2000-161805

3

【課題を解決するための手段】上記目的を達成するために、本発明は、多段圧縮式の冷凍サイクルにおいてローレンツサイクルを行わせることとした。

【0008】具体的には、本発明に係る冷凍装置は、非共沸混合冷媒を多段に圧縮するように直列に接続された2以上の圧縮機(11,12)と、該圧縮機(11,12)で圧縮された該非共沸混合冷媒を凝縮させる凝縮器(14)と、該凝縮器(14)で凝縮した該非共沸混合冷媒を減圧させる減圧手段(15,17)と、該減圧手段(15,17)で減圧した該非共沸混合冷媒と所定の熱媒体とを対向流の状態で流通させ、該非共沸混合冷媒を該熱媒体と熱交換させて蒸発させる蒸発器(18)とを有する冷媒回路(10)を備えていることとしたものである。

【0009】上記事項により、非共沸混合冷媒は多段階に圧縮されるので、各段の圧縮比は相対的に小さくなり、圧縮機(11,12)の効率が向上する。多段階に圧縮された非共沸混合冷媒は、凝縮器(14)で凝縮し、減圧手段(15,17)で減圧し、蒸発器(18)において所定の熱媒体と対向流の状態での熱交換を行い、蒸発する。非共沸混合冷媒は蒸発と共に温度が上昇するが、熱媒体と対向流の状態での熱交換が行われるので、冷媒と熱媒体との温度差が十分に確保される。そのため、蒸発器(18)において、十分な熱交換量が得られる。さらに、単一冷媒に比べて平均蒸発温度が上昇し、効率が向上する。

【0010】上記凝縮器(14)は、非共沸混合冷媒と所定の熱媒体とを対向流の状態での熱交換を行い、蒸発する。非共沸混合冷媒は蒸発と共に温度が上昇するが、熱媒体と対向流の状態での熱交換が行われるので、冷媒と熱媒体との温度差が十分に確保される。そのため、蒸発器(18)において、十分な熱交換量が得られる。さらに、単一冷媒に比べて平均蒸発温度が上昇し、効率が向上する。

【0011】上記事項により、凝縮器(14)において、非共沸混合冷媒は凝縮に伴って温度が低下するが、熱媒体と対向流の状態での熱交換が行われるので、冷媒と熱媒体との温度差は十分に確保される。そのため、凝縮器(14)においても十分な熱交換量が得られる。また、単一冷媒に比べて平均凝縮温度が低下し、効率が向上する。

【0012】上記圧縮機は、非共沸混合冷媒を2段に圧縮する第1及び第2圧縮機(11,12)から成り、上記減圧手段は、互いに直列に接続された第1及び第2膨張弁(15,17)から成り、上記冷媒回路(10)は、該第1膨張弁(15)と該第2膨張弁(17)との間に設けられた気液分離器(16)と、一端が上記気液分離器(16)のガス流出部に接続され、他端が上記第1圧縮機(11)と第2圧縮機(12)との間に接続されたガス配管(19)とを備えていることとした。

4

入される。その結果、第2圧縮機(12)の吸入冷媒が冷却されてその比体積が減少し、圧縮機(12)の効率が向上する。気液分離器(16)を流出した中間圧力の液冷媒は、第2膨張弁(17)で減圧されて低圧圧力の気液二相冷媒となる。この気液二相冷媒は、蒸発器(18)で蒸発する。この際、第2膨張弁(17)で減圧される冷媒は液状態であることから比エンタルピが二相状態よりも小さく、蒸発器(18)における冷媒のエンタルピの変化量は大きくなる。また、気液分離器(16)で分離された液冷媒は、低沸点冷媒の組成比の多い冷媒となるため、蒸発器(18)において、低沸点冷媒の蒸発が高沸点冷媒によって抑制されることがなく、蒸発が良好に行われる。さらに、より大きな蒸発温度差を確保することができるため、非共沸混合冷媒の特性を有効に利用することができる。

【0014】また、上記圧縮機は、非共沸混合冷媒を2段に圧縮する第1及び第2圧縮機(11,12)から成り、上記冷媒回路(10)は、凝縮器(14)と蒸発器(18)とを接続する第1配管(43)と、該凝縮器(14)の下流側において該第1配管(43)と並列に設けられた第2配管(47)とを備え、上記減圧手段は、上記第1配管(43)に設けられた第1膨張弁(15)と、上記第2配管(47)に設けられた第2膨張弁(17)とを備え、上記冷媒回路(10)は、上記第1配管(43)における上記第1膨張弁(15)の上流側に設けられた第1熱交換部(40a)及び上記第2配管(47)における上記第2膨張弁(17)の下流側に設けられた第2熱交換部(40b)を有し、該第1熱交換部(40a)を流通する冷媒と該第2熱交換部(40b)を流通する冷媒とを熱交換させる冷媒-冷媒熱交換器(40)と、一端が上記冷媒-冷媒熱交換器(40)の第2熱交換部(40b)の出口に接続され、他端が上記第1圧縮機(11)と第2圧縮機(12)との間に接続されたガス配管(19)とを更に備えていることとした。

【0015】上記事項により、第2圧縮機(12)から吐出された高圧圧力の冷媒は、凝縮器(14)で凝縮した後、第1配管(43)と第2配管(47)とに分流する。第1配管(43)を流通した高圧圧力の冷媒は、冷媒-冷媒熱交換器(40)の第1熱交換部(40a)に流入する。第2配管(47)を流通した冷媒は、第2膨張弁(17)で減圧され、中間圧冷媒となって冷媒-冷媒熱交換器(40)の第2熱交換部(40b)に流入する。第1熱交換部(40a)の高圧冷媒と第2熱交換部(40b)の中間圧冷媒とは、互いに対向流の状態での熱交換を行い、第1熱交換部(40a)の高圧冷媒は過冷却され、第2熱交換部(40b)の中間圧冷媒は蒸発する。第2熱交換部(40b)の中間圧冷媒はガス配管(19)を通過し、

(4)

特開2000-161805

5

6

って蒸発する。この際、第1膨張弁(15)で減圧される冷媒は液状態であることから、比エンタルピが二相状態よりも小さく、蒸発器(18)における冷媒のエンタルピの変化量は大きくなる。これと同時に、蒸発温度差も増大し、非共沸の効果が顕著に発揮される。

【0016】また、上記冷媒回路(10)は、可逆運転が自在なように冷媒の循環方向を切り換える流路切換手段(13)と、蒸発器(14,18)または凝縮器(14,18)において冷媒と熱媒体とが常に対向流となるように、該蒸発器(14,18)または該凝縮器(14,18)の冷媒の流通方向を切り換える流通方向変更手段(20,21,30,35)とを備えていてもよい。

【0017】上記事項により、可逆運転自在ないわゆるヒートポンプ運転が可能となる。また、熱媒体の流通方向が一定であっても、蒸発器または凝縮器の冷媒の流通方向が適宜変更され、冷媒と熱媒体とが常に対向流の状態での熱交換を行うことになる。

【0018】なお、本発明でいうところの冷凍装置は、狭義の冷凍装置は勿論、空気調和装置や冷蔵装置等をも含む広義の冷凍装置である。

【0019】

【発明の実施の形態】以下、本発明の実施の形態を図面に基いて説明する。

【0020】＜第1実施形態＞図1に示すように、第1実施形態に係る冷凍装置は、いわゆる2段圧縮式の冷媒回路(10)を備えたヒートポンプである。この冷媒回路(10)には、非共沸混合冷媒の一種であるR407Cが充填されている。

【0021】圧縮機は、直列に接続された第1圧縮機(11)及び第2圧縮機(12)から構成されている。第2圧縮機(12)の吐出側は、吐出配管(41)を介して四路切換弁(13)の第1ポート(13a)に接続されている。四路切換弁(13)の第2ポート(13b)は、配管(25)を介して、冷房運転時に凝縮器となる一方、暖房運転時に蒸発器となる熱源側熱交換器(14)の一端に接続されている。熱源側熱交換器(14)の他端側には、第1膨張弁(15)が設けられた配管(23)、気液分離器(16)、及び第2膨張弁(17)が設けられた配管(29)が順に接続されている。言い換えると、気液分離器(16)は第1膨張弁(15)と第2膨張弁(17)との間に設けられている。第2膨張弁(17)には、配管(29)を介して、冷房運転時に蒸発器となる一方、暖房運転時に凝縮器となる利用側熱交換器(18)の一端が接続されている。

利用側熱交換器(18)の他端には、配管(26)を介して、四

(13b)と第3ポート(13c)とを接続する状態とを選択的に設定できるように構成されている。この四路切換弁(13)は、本発明で言うところの「流路切換手段」に対応する。

【0023】気液分離器(16)のガス流出部には、第1圧縮機(11)の吐出側配管(言い換えると、第2圧縮機(12)の吸入側配管)に接続されたガス配管(19)が接続されている。つまり、ガス配管(19)は気液分離器(16)内のガス冷媒を第2圧縮機(12)の吸入側に導き、第1圧縮機(11)の吐出冷媒と混合させるように構成されている。

【0024】熱源側熱交換器(14)及び利用側熱交換器(18)は、冷媒と所定の熱媒体(水、ブライン、空気等)とを、対向流の状態での熱交換させるように構成されている。このような熱源側熱交換器(14)または利用側熱交換器(18)としては、例えば、二重管式の熱交換器や、プレート式の熱交換器を用いることができる。

【0025】次に、冷媒回路(10)における冷媒の循環動作を、図2のモリエール線図を参照しながら説明する。

【0026】冷房運転時には、四路切換弁(13)は図示の実線側に設定される。つまり、四路切換弁(13)は第1ポート(13a)と第2ポート(13b)とを接続する一方で、第3ポート(13c)と第4ポート(13d)とを接続する。この状態で、第1圧縮機(11)に吸入された低圧圧力の冷媒(図2の点1)は、第1圧縮機(11)で圧縮されて中間圧力まで昇圧し、第1圧縮機(11)から吐出される(図2の点2')。

【0027】第1圧縮機(11)から吐出された冷媒(図2の点2')は、気液分離器(16)からガス配管(19)を通じて導入された中間圧冷媒(図2の点4')と混合する。そして、混合した冷媒(図2の点7')は、第2圧縮機(12)に吸入される。

【0028】第2圧縮機(12)に吸入された中間圧力の冷媒は、第2圧縮機(12)で圧縮されて昇圧し、高圧冷媒(図2の点2)となって、第2圧縮機(12)から吐出される。

【0029】第2圧縮機(12)から吐出された冷媒は、四路切換弁(13)を通過して熱源側熱交換器(14)に流入し、熱媒体と対向流の状態での熱交換を行って凝縮し、高圧圧力の液冷媒(図2の点5)となる。熱源側熱交換器(14)を流出した高圧圧力の液冷媒は、第1膨張弁(15)で減圧され、中間圧力の二相冷媒(図2の点4')となって気液分離器(16)に流入する。

【0030】中間圧力の二相冷媒は、気液分離器(16)に



(5)

特開2000-161805

7

8

発し、低圧圧力のガス冷媒となる(図2の点1)。この低圧圧力のガス冷媒は、四路切換弁(13)を通過し、第1圧縮機(11)に吸入される。

【0032】なお、上記循環動作において、気液分離器(15)からガス配管(19)を通じて第2圧縮機(12)に導入されるガス冷媒の冷媒循環量 $m$ と、気液分離器(15)から第2膨張弁(17)に向かって流出する液冷媒の冷媒循環量 $M$ との比 $m/M$ は、 $1/10 \sim 4/10$ 程度が好ましく、より好ましくは $2/10 \sim 3/10$ が良い。

【0033】一方、暖房運転時には、四路切換弁(13)は図示の破線側に設定される。つまり、四路切換弁(13)は第1ポート(13a)と第4ポート(13d)とを接続すると共に、第2ポート(13b)と第3ポート(13c)とを接続する。そして、この状態で、冷媒は上記冷房運転時の循環方向と逆方向に循環し、利用側熱交換器(18)で凝縮し、熱源側熱交換器(14)で蒸発する相変化を行う。

【0034】以上のように、本冷凍装置では、熱源側熱交換器(14)及び利用側熱交換器(18)において、冷媒と熱媒体とを対向流の状態で熱交換させることとしたので、冷媒と熱媒体との間の平均温度差が比較的小さくても、所定の熱交換量を確保することができる。つまり、所定の熱交換量を確保するために必要な冷媒と熱媒体との間の温度差を低減することができる。これに伴い、平均蒸発温度の上昇や平均凝縮温度の低減を図ることができ、冷媒回路(10)の高圧圧力と低圧圧力との圧力差を低減することが可能となり、圧縮機(11)、(12)の効率を向上させることができる。

【0035】第1圧縮機(11)及び第2圧縮機(12)により、冷媒を2段階に圧縮することとしたので、ローレンツサイクルをカルノーサイクルにより近づけることができ、サイクル全体の効率を向上させることが可能となった。また、各圧縮機(11)、(12)の1段当たりの圧縮比が小さくても足りるため、圧縮機(11)、(12)の全体の効率が向上する。

【0036】中間圧の二相冷媒を気液分離し、ガス冷媒を第1圧縮機(11)からの吐出冷媒と混合させて第2圧縮機(12)に吸入させることとしたので、第2圧縮機(12)の吸入冷媒の比体積が減少し、圧縮機効率が向上する。また、第2圧縮機(12)の吸入ガス温度が低下するので、第2圧縮機(12)の吐出冷媒温度が低下する。そのため、圧縮機(12)の信頼性が向上する。

【0037】第2膨張弁(17)で減圧される冷媒は、中間圧力の液冷媒のみであるため、蒸発器に流入する冷媒の

ることとしたので、第2圧縮機(12)に導かれる冷媒の組成は高沸点冷媒を多く含むようになる一方、蒸発器で蒸発する冷媒の組成は低沸点冷媒を多く含むようになる。そのため、蒸発器内で高沸点冷媒が低沸点冷媒の蒸発を妨げることが抑制され、蒸発器内における非共沸混合冷媒の蒸発が促進される。その結果、冷媒側の熱伝達率が向上し、蒸発器の熱通過率が增大する。

【0039】上記冷凍装置の性能を評価するために行った性能計算例によれば、上記冷凍装置をチラーの熱源機として使用した場合には、R22を使用する従来の冷凍装置(一段圧縮、冷水の温度変化量が $5^{\circ}\text{C}$ )に比べて、冷水の温度変化量が $5^{\circ}\text{C}$ 、 $10^{\circ}\text{C}$ 、 $15^{\circ}\text{C}$ 、 $20^{\circ}\text{C}$ 、 $25^{\circ}\text{C}$ のときには、COPはそれぞれ10.5%、18.4%、23.0%、25.8%、27.4%増加することが分かった。なお、本計算例では、冷房運転時に凝縮器となる熱源側熱交換器(14)は空冷熱交換器で構成し、蒸発器となる利用側熱交換器(18)は冷媒-水熱交換器で構成することとした。

【0040】<第2実施形態>図3に示すように、第2実施形態に係る冷凍装置の冷媒回路(10)は、熱源側熱交換器(14)及び利用側熱交換器(18)における冷媒の流通方向を変更するための「流通方向変更手段」として、四路切換弁(20)、(21)を備えたものである。

【0041】本冷媒回路(10)は、第1実施形態の変形例と同様、四路切換弁(13)の第1ポート(13a)は第2圧縮機(12)の吐出配管(41)に接続され、第3ポート(13c)は第1圧縮機(11)の吸入配管(46)に接続されている。ただし、第2実施形態では、四路切換弁(13)の第2ポート(13b)と熱源側熱交換器(14)との間には熱源側四路切換弁(20)が設けられ、四路切換弁(13)の第4ポート(13d)と利用側熱交換器(18)との間には利用側四路切換弁(21)が設けられている。

【0042】詳しくは、熱源側四路切換弁(20)の第1ポート(20a)は、配管(25)を介して四路切換弁(13)の第2ポート(13b)に接続され、第2ポート(20b)は配管(22)を介して熱源側熱交換器(14)の一端に接続され、第3ポート(20c)は配管(23)を介して第1膨張弁(15)に接続され、第4ポート(20d)は配管(24)を介して熱源側熱交換器(14)の他端に接続されている。なお、熱源側四路切換弁(20)は、第1ポート(20a)と第2ポート(20b)とを接続すると共に第3ポート(20c)と第4ポート(20d)とを接続する状態と、第1ポート(20a)と第4ポート(20d)とを接続すると共に第2ポート(20b)と第3ポート(20c)とを接

(6)

特開2000-161805

9

10

4ポート(21d)は配管(28)を介して利用側熱交換器(18)の他端に接続されている。利用側四路切換弁(21)も、熱源側四路切換弁(20)と同様、第1ポート(21a)と第2ポート(21b)とを接続すると共に第3ポート(21c)と第4ポート(21d)とを接続する状態と、第1ポート(21a)と第4ポート(21d)とを接続すると共に第2ポート(21b)と第3ポート(21c)とを接続する状態とを選択的に設定するように構成されている。

【0044】冷房運転時には、四路切換弁(13)、熱源側四路切換弁(20)及び利用側四路切換弁(21)は、いずれも図示の実線側に設定される。この状態において、第2圧縮機(12)から吐出された高圧冷媒は、吐出配管(41)及び四路切換弁(13)を通過した後、配管(25)、熱源側四路切換弁(20)及び配管(22)を通過し、熱源側熱交換器(14)を流通する。この結果、熱源側熱交換器(14)において、冷媒は熱媒体と対向流の状態で行い、凝縮する。凝縮した冷媒は、熱源側熱交換器(14)を流出した後、配管(24)、熱源側四路切換弁(20)及び配管(23)を通過し、第1膨張弁(15)で中間圧力まで減圧される。

【0045】第1膨張弁(15)で減圧された冷媒は、気液分離器(16)において気液分離され、ガス冷媒はガス配管(19)を通じて第1圧縮機(11)からの吐出冷媒と混合され、第2圧縮機(12)に吸入される。一方、気液分離器(16)内の液冷媒は、第2膨張弁(17)で更に減圧された後、利用側四路切換弁(21)及び配管(28)を通じて利用側熱交換器(18)に流入する。この冷媒は、利用側熱交換器(18)において熱媒体と対向流の状態で行って蒸発する。蒸発した冷媒は、利用側熱交換器(18)を流出した後、配管(27)、利用側四路切換弁(21)、配管(26)、四路切換弁(13)、及び吸入配管(46)を経て、第1圧縮機(11)に吸入される。

【0046】一方、暖房運転時には、四路切換弁(13)、熱源側四路切換弁(20)及び利用側四路切換弁(21)は、いずれも図示の実線側に設定される。第2圧縮機(12)から吐出された冷媒は、吐出配管(41)、四路切換弁(13)、配管(26)、利用側四路切換弁(21)及び配管(28)を通過し、利用側熱交換器(18)に流入する。この冷媒は、利用側熱交換器(18)において熱媒体と対向流の状態で行って凝縮する。凝縮した冷媒は、利用側熱交換器(18)を流出後、配管(27)、利用側四路切換弁(21)及び配管(29)を通過し、第2膨張弁(17)で中間圧力まで減圧される。第2膨張弁(17)で減圧された冷媒は、気液分離器(16)で気液分離され、ガス冷媒はガス配管(19)を通じて第2圧

1)に吸入される。

【0047】従って、第2実施形態においても、第1実施形態と同様の効果が得られる。更に、第2実施形態によれば、熱媒体の流通方向(図示の破線)を一定としたまま、冷媒と熱媒体とを対向流の状態で行って熱交換させることができる。

【0048】＜第3実施形態＞図4に示すように、第3実施形態に係る冷凍装置の冷媒回路(10)は、熱源側熱交換器(14)及び利用側熱交換器(18)における冷媒の流通方向を変更するための「流通方向変更手段」として、4つの逆止弁を備えたブリッジ回路(30)、(35)を備えたものである。

【0049】熱源側ブリッジ回路(30)は、配管(25)から配管(24)への冷媒流れのみを許容する第1逆止弁(31)と、配管(23)から配管(24)への冷媒流れのみを許容する第2逆止弁(32)と、配管(22)から配管(23)への冷媒流れのみを許容する第3逆止弁(33)と、配管(22)から配管(25)への冷媒流れのみを許容する第4逆止弁(34)とから構成されている。

【0050】利用側ブリッジ回路(35)は、配管(29)から配管(27)への冷媒流れのみを許容する第5逆止弁(36)と、配管(28)から配管(29)への冷媒流れのみを許容する第6逆止弁(37)と、配管(28)から配管(26)への冷媒流れのみを許容する第7逆止弁(38)と、配管(26)から配管(27)への冷媒流れのみを許容する第8逆止弁(39)とから構成されている。

【0051】冷房運転時には、四路切換弁(13)は図示の実線側に設定される。第2圧縮機(12)から吐出された冷媒は、吐出配管(41)及び四路切換弁(13)を通過した後、配管(25)、第1逆止弁(31)及び配管(24)を通過し、熱源側熱交換器(14)に流入する。熱源側熱交換器(14)において、冷媒は熱媒体と対向流の状態で行って凝縮する。熱源側熱交換器(14)を流出した冷媒は、配管(22)、第3逆止弁(33)及び配管(23)を経て、第1膨張弁(15)で減圧される。この冷媒は、その後は第2実施形態と同様、気液分離器(16)で気液分離され、液冷媒は第2膨張弁(17)で減圧される。第2膨張弁(17)で減圧された冷媒は、配管(29)、第5逆止弁(36)及び配管(27)を通過し、利用側熱交換器(18)に流入する。利用側熱交換器(18)において、冷媒は熱媒体と対向流の状態で行って蒸発する。利用側熱交換器(18)を流出した冷媒は、配管(28)、第7逆止弁(38)、配管(26)、四路切換弁(13)及び吸入配管(46)を経て、第1圧縮機(11)に吸入さ

(7)

特開2000-161805

11

用側熱交換器(18)を流出した冷媒は、配管(28)、第6逆止弁(37)及び配管(29)を通過し、第2膨張弁(17)で減圧される。第2膨張弁(17)で減圧された冷媒は、気液分離器(16)で気液分離される。気液分離器(16)内の液冷媒は、第1膨張弁(15)で減圧される。第1膨張弁(15)で減圧された冷媒は、配管(23)、第2逆止弁(32)及び配管(24)を経て、熱源側熱交換器(14)に流入する。熱源側熱交換器(14)において、冷媒は熱媒体と対向流の状態にて熱交換を行い、蒸発する。熱源側熱交換器(14)を流出した冷媒は、配管(22)、第4逆止弁(34)、配管(25)、四路切換弁(13)及び吸入配管(46)を経て、第1圧縮機(11)に吸入される。

【0053】従って、第3実施形態においても、第2実施形態と同様の効果が得られる。

<第4実施形態>図5に示すように、第4実施形態に係る冷凍装置は、気液分離器(16)の代わりに、凝縮器を流出した高圧冷媒と凝縮器を流出後に中間圧力まで減圧された冷媒とを熱交換させる過冷却熱交換器(40)を備えたものである。なお、第4実施形態に係る冷媒回路(10)にも、非共沸混合冷媒の一種であるR407Cが充填されている。

【0054】第2圧縮機(12)の吐出側は、吐出配管(41)を介して四路切換弁(13)の第1ポート(13a)に接続されている。四路切換弁(13)の第2ポート(13b)は、配管(25)を介して熱源側熱交換器(14)の一端に接続されている。熱源側熱交換器(14)の他端は、配管(43)を介して過冷却熱交換器(40)の第1熱交換部(40a)の一端に接続されている。過冷却熱交換器(40)の第1熱交換部(40a)の他端は、第1膨張弁(15)が設けられた配管(29)を介して、利用側熱交換器(18)の一端に接続されている。利用側熱交換器(18)の他端は、配管(26)を介して四路切換弁(13)の第4ポート(13d)に接続されている。四路切換弁(13)の第3ポート(13c)は、吸入配管(46)を介して第1圧縮機(11)の吸入側に接続されている。

【0055】また、熱源側熱交換器(14)と過冷却熱交換器(40)の第1熱交換部(40a)との間には、第2膨張弁(17)を備えた配管(47)の一端が接続されている。配管(47)の他端には、過冷却熱交換器(40)の第2熱交換部(40b)の一端が接続されている。第2熱交換部(40b)の他端は、ガス配管(19)を介して第1圧縮機(11)と第2圧縮機(12)との間に接続されている。つまり、配管(43)及び配管(29)により、熱源側熱交換器(14)と利用側熱交換器(18)とを接続する「第1配管」が構成され、配管(47)によ

12

作を、図6のソリエル線図を参照しながら説明する。

【0058】冷房運転時には、四路切換弁(13)は図示の真側側に設定される。つまり、四路切換弁(13)は第1ポート(13a)と第2ポート(13b)とを接続すると共に、第3ポート(13c)と第4ポート(13d)とを接続する。この状態で、第1圧縮機(11)に吸入された低圧圧力の冷媒(図6の点1)は、第1圧縮機(11)で圧縮されて中間圧力まで昇圧した後、第1圧縮機(11)から吐出される。

【0059】第1圧縮機(11)から吐出された冷媒(図6の点2)は、ガス配管(19)を通じて導入された中間圧冷媒と混合し、第2圧縮機(12)に吸入される。第2圧縮機(12)に吸入された中間圧力の冷媒(図6の点7)は、第2圧縮機(12)で圧縮されて昇圧し、高圧冷媒(図6の点2)となって、第2圧縮機(12)から吐出される。

【0060】第2圧縮機(12)から吐出された冷媒(図6の点2)は、四路切換弁(13)を通過して熱源側熱交換器(14)に流入し、熱媒体と対向流の状態にて熱交換を行って凝縮し、飽和液状態または飽和液状態にほぼ等しい状態の冷媒(図6の点4)となる。

【0061】熱源側熱交換器(14)を流出した冷媒(図6の点4)は分流し、一方の冷媒は配管(43)を通過して過冷却熱交換器(40)の第1熱交換部(40a)に流入し、他方の冷媒は第2膨張弁(17)で中間圧力まで減圧され、気液二相冷媒となって過冷却熱交換器(40)の第2熱交換部(40b)に流入する。

【0062】過冷却熱交換器(40)において、第1熱交換部(40a)を流通する高圧冷媒と第2熱交換部(40b)を流通する中間圧冷媒とは、対向流の状態にて熱交換を行う。その結果、中間圧力の二相冷媒(図6の点4')は加熱され、中間圧力のガス冷媒(図6の点3')となって過冷却熱交換器(40)の第2熱交換部(40b)から流出し、ガス配管(19)を通じて第2圧縮機(12)に吸入される。一方、高圧の飽和液冷媒(図6の点4)は冷却され、高圧の過冷却液(図6の点5)となって過冷却熱交換器(40)の第1熱交換部(40a)を流出する。

【0063】過冷却熱交換器(40)の第1熱交換部(40a)を流出した高圧冷媒(図6の点5)は、第1膨張弁(15)によって低圧圧力まで減圧され、気液二相冷媒(図6の点6)となる。

【0064】この気液二相冷媒は、利用側熱交換器(18)において、熱媒体と対向流の状態にて熱交換を行い、蒸発する。蒸発した冷媒(図6の点1)は、利用側熱交換器(18)を流出し、配管(26)、四路切換弁(13)及び吸入配管

(8)

特開2000-161805

13

14

破線側に設定される。つまり、四路切換弁(13)は第1ポート(13a)と第4ポート(13d)とを接続すると共に、第2ポート(13b)と第3ポート(13c)とを接続する。そして、この状態で、冷媒は上記冷房運転時と逆方向に循環し、利用側熱交換器(18)で凝縮し、熱源側熱交換器(14)で蒸発する相変化を行う。

【0067】以上のように、第4実施形態においても、冷媒と熱媒体とを対向流の状態で熱交換させることとしたので、冷媒と熱媒体との間の平均温度差が比較的小さくても、所定の熱交換量を確保することができる。つまり、所定の熱交換量を確保するために必要な冷媒と熱媒体との間の温度差を低減することができる。これに伴い、平均蒸発温度の上昇や平均凝縮温度の低減を図ることができ、冷媒回路(10)の高圧圧力と低圧圧力との圧力差を低減することが可能となり、圧縮機(11)、(12)の効率を向上させることができる。

【0068】第1圧縮機(11)及び第2圧縮機(12)により、冷媒を2段階に圧縮することとしたので、ローレンツサイクルをカルノーサイクルにより近づけることができ、サイクル全体の効率を向上させることが可能となった。また、各圧縮機(11)、(12)の1段当たりの圧縮比が小さくても足りるため、圧縮機(11)、(12)の全体の効率が向上する。

【0069】第1圧縮機(11)からの吐出冷媒を、過冷却熱交換器(40)の第2熱交換部(40b)からの比較的低温の中間圧冷媒と混合させてから第2圧縮機(12)に供給することとしたので、第2圧縮機(12)の吸入冷媒の比体積が減少し、圧縮機効率が向上する。また、第2圧縮機(12)の吸入ガス温度が低下するので、第2圧縮機(12)の吐出冷媒温度が低下する。そのため、圧縮機(12)の信頼性が向上する。

【0070】第2膨張弁(17)で減圧される冷媒を過冷却熱交換器(40)の第1熱交換部(40a)で過冷却することとしたので、蒸発器に流入する冷媒の比エンタルピは比較的小さくなる。そのため、蒸発器において、冷媒のエンタルピ変化量を大きく確保することができる。また、蒸発器内の冷媒の温度変化を大きくすることができる。

【0071】なお、第4実施形態に係る冷凍装置に関しても、当該冷凍装置をチラーの熱源機として使用した場合の性能計算を行った。その結果、R22を使用する従来の冷凍装置(一段圧縮、冷水の温度変化量が5℃)に比べて、冷水の温度変化量が5℃、10℃、15℃、20℃、25℃のときにはCOPはそれぞれ12.2

換器(14)、利用側熱交換器(18)及び過冷却熱交換器(40)における冷媒の流通方向を変更するための「流通方向変更手段」として、四路切換弁(20)、(21)、(48)を備えたものである。

【0073】四路切換弁(13)の第1ポート(13a)は、吐出配管(41)を介して第2圧縮機(12)の吐出側に接続されている。四路切換弁(13)の第2ポート(13b)は、配管(25)を介して熱源側四路切換弁(20)の第1ポート(20a)に接続されている。四路切換弁(13)の第3ポート(13c)は、吸入配管(45)を介して第1圧縮機(11)の吸入側に接続されている。四路切換弁(13)の第4ポート(13d)は、配管(26)を介して利用側四路切換弁(21)の第1ポート(21a)に接続されている。

【0074】熱源側四路切換弁(20)の第2ポート(20b)は、配管(22)を介して熱源側熱交換器(14)の一端に接続されている。熱源側四路切換弁(20)の第3ポート(20c)は、配管(23)を介して中間四路切換弁(48)の第1ポート(48a)に接続されている。熱源側四路切換弁(20)の第4ポート(20d)は、配管(24)を介して熱源側熱交換器(14)の他端に接続されている。

【0075】中間四路切換弁(48)の第2ポート(48b)は、配管(43a)を介して過冷却熱交換器(40)の第1熱交換部(40a)の一端に接続されている。中間四路切換弁(48)の第3ポート(48c)は、配管(29)を介して利用側四路切換弁(21)の第3ポート(21c)に接続されている。中間四路切換弁(48)の第4ポート(48d)は、配管(43b)を介して第2膨張弁(17)に接続されている。

【0076】配管(43a)には、第2膨張弁(17)を備えた配管(47)の一端が接続されている。配管(47)の他端は過冷却熱交換器(40)の第2熱交換部(40b)の一端に接続されている。第2熱交換部(40b)の他端はガス配管(19)に接続されている。

【0077】利用側四路切換弁(21)の第2ポート(21b)は、配管(27)を介して利用側熱交換器(18)の一端に接続され、第4ポート(21d)は利用側熱交換器(18)の他端に接続されている。

【0078】冷房運転時には、四路切換弁(13)、熱源側四路切換弁(20)、利用側四路切換弁(21)及び中間四路切換弁(48)は、いずれも図示の実線側に設定される。この状態において、第2圧縮機(12)から吐出された高圧の冷媒は、吐出配管(41)、四路切換弁(13)、配管(25)、熱源側四路切換弁(20)及び配管(22)を通過した後、熱源側熱交換器(14)を流通する。この結果、熱源側熱交換器(14)

(9)

特開2000-161805

15

て過冷却熱交換器(40)の第2熱交換部(40b)に流入する。

【0079】過冷却熱交換器(40)において、第1熱交換部(40a)を流通する高圧圧力の冷媒と、第2熱交換部(40b)を流通する中間圧力の冷媒とは、対向流の状態にて熱交換を行う。過冷却熱交換器(40)の第2熱交換部(40b)を流出した中間圧力のガス冷媒は、ガス配管(19)を通過し、第1圧縮機(11)から吐出された冷媒と合流して第2圧縮機(12)に吸入される。一方、過冷却熱交換器(40)の第1熱交換部(40a)を流出した高圧圧力の過冷却液の冷媒は、第1膨張弁(15)で低圧圧力にまで減圧され、配管(43b)、中間四路切換弁(48)、配管(29)、利用側四路切換弁(21)及び配管(28)を通じて利用側熱交換器(18)に流入する。

【0080】利用側熱交換器(18)に流入した冷媒は、熱媒体と対向流の状態にて熱交換を行って蒸発する。蒸発した冷媒は、利用側熱交換器(18)を流出した後、配管(27)、利用側四路切換弁(21)、配管(26)、四路切換弁(13)及び吸入配管(46)を通じて第1圧縮機(11)に吸入される。

【0081】暖房運転時には、四路切換弁(13)、熱源側四路切換弁(20)、利用側四路切換弁(21)及び中間四路切換弁(48)は、いずれも図示の破線側に設定される。第2圧縮機(12)から吐出された冷媒は、吐出配管(41)、四路切換弁(13)、配管(26)、利用側四路切換弁(21)及び配管(28)を通過し、利用側熱交換器(18)に流入する。この冷媒は、利用側熱交換器(18)において熱媒体と対向流の状態にて熱交換を行って凝縮する。凝縮した冷媒は、利用側熱交換器(18)を流出後、配管(27)、利用側四路切換弁(21)、配管(29)、中間四路切換弁(48)、及び配管(43a)を通過する。中間四路切換弁(48)を通過して配管(43a)に流入した冷媒は、上記冷房運転時と同様に分流し、一方の冷媒は過冷却熱交換器(40)の第1熱交換部(40a)に流入し、他方の冷媒は第2膨張弁(17)で中間圧力にまで減圧され、過冷却熱交換器(40)の第2熱交換部(40b)に流入する。

【0082】過冷却熱交換器(40)において、第1熱交換部(40a)の高圧冷媒と第2熱交換部(40b)の中間圧冷媒とは、対向流の状態にて熱交換を行う。第2熱交換部(40b)を流出した中間圧力のガス冷媒は、ガス配管(19)を通過し、第1圧縮機(11)から吐出された冷媒と合流して第2圧縮機(12)に吸入される。一方、第1熱交換部(40a)を流出した過冷却状態の高圧の冷媒は、第1膨張弁(15)

16

入配管(46)を経て、第1圧縮機(11)に吸入される。

【0084】従って、第5実施形態においても、第4実施形態と同様の効果が得られる、更に、第5実施形態では、熱媒体の流通方向(図示の破線)を一定としたまま、冷媒と熱媒体とを対向流の状態にて熱交換させることができる。

【0085】＜第6実施形態＞図8に示すように、第6実施形態に係る冷凍装置の冷媒回路(10)は、熱源側熱交換器(14)、利用側熱交換器(18)及び過冷却熱交換器(40)における冷媒の流通方向を変更するための「流通方向変更手段」として、4つの逆止弁を備えたブリッジ回路(30)、(35)、(50)を備えたものである。

【0086】中間ブリッジ回路(50)は、配管(23)から配管(43a)への冷媒流れのみを許容する第9逆止弁(51)と、配管(29)から配管(43a)への冷媒流れのみを許容する第10逆止弁(52)と、配管(43b)から配管(29)への冷媒流れのみを許容する第11逆止弁(53)と、配管(43b)から配管(23)への冷媒流れのみを許容する第12逆止弁(54)とから構成されている。

【0087】熱源側ブリッジ回路(30)及び利用側ブリッジ回路(35)の構成は、第3実施形態と同様である。また、その他の構成は第5実施形態と同様である。

【0088】冷房運転時には、四路切換弁(13)は図示の実線側に設定される。第2圧縮機(12)から吐出された冷媒は、吐出配管(41)及び四路切換弁(13)を通過した後、配管(25)、熱源側ブリッジ回路(30)の第1逆止弁(31)、及び配管(24)を通過し、熱源側熱交換器(14)に流入する。

【0089】熱源側熱交換器(14)において、冷媒は熱媒体と対向流の状態にて熱交換を行い、凝縮する。凝縮した冷媒は、熱源側熱交換器(14)を流出後、配管(22)、熱源側ブリッジ回路(30)の第3逆止弁(33)、及び配管(23)を通過し、中間ブリッジ回路(50)に流入する。

【0090】配管(23)から中間ブリッジ回路(50)に流入した冷媒は、中間ブリッジ回路(50)の第9逆止弁(51)を通過し、配管(43a)に流入する。配管(43a)の冷媒は分流し、一方の冷媒は過冷却熱交換器(40)の第1熱交換部(40a)で過冷却され、他方の冷媒は第2膨張弁(17)で中間圧力にまで減圧され、過冷却熱交換器(40)の第2熱交換部(40b)で蒸発する。過冷却熱交換器(40)の第2熱交換部(40b)の中間圧力のガス冷媒は、ガス配管(19)を通じて第2圧縮機(12)に吸入される。

【0091】過冷却熱交換器(40)の第1熱交換部(40a)



(10)

17

って蒸発する。蒸発した冷媒は、利用側熱交換器(18)を流出後、配管(28)、利用側ブリッジ回路(35)の第7逆止弁(38)、配管(26)、四路切換弁(13)及び吸入配管(46)を通じて第1圧縮機(11)に吸入される。

【0093】暖房運転時には、四路切換弁(13)は図示の破線側に設定される。第2圧縮機(12)から吐出された冷媒は、吐出配管(41)、四路切換弁(13)、配管(26)、利用側ブリッジ回路(35)の第8逆止弁(39)、及び配管(27)を通過し、利用側熱交換器(18)に流入する。利用側熱交換器(18)において、冷媒は熱媒体と対向流の状態で熱交換を行い、凝縮する。凝縮した冷媒は、利用側熱交換器(18)を流出後、配管(28)、利用側ブリッジ回路(35)の第6逆止弁(37)、及び配管(29)を通過し、更に中間ブリッジ回路(50)の第1逆止弁(52)を通過した後、配管(43a)に流入する。

【0094】配管(43a)に流入した冷媒は分流し、一方の冷媒は過冷却熱交換器(40)の第1熱交換部(40a)で過冷却され、他方の冷媒は第2膨張弁(17)で減圧された後に第2熱交換部(40b)で蒸発し、ガス配管(19)を通じて第2圧縮機(12)に吸入される。

【0095】過冷却熱交換器(40)の第1熱交換部(40a)で過冷却された冷媒は、第1膨張弁(15)で減圧された後、配管(43b)、中間ブリッジ回路(50)の第1逆止弁(54)、配管(23)、熱源側ブリッジ回路(30)の第2逆止弁(32)、及び配管(24)を通過し、熱源側熱交換器(14)に流入する。

【0096】熱源側熱交換器(14)に流入した冷媒は、熱媒体と対向流の状態で熱交換を行い、蒸発する。蒸発した冷媒は、熱源側熱交換器(14)を流出後、配管(22)、熱源側ブリッジ回路(30)の第4逆止弁(34)、配管(25)、四路切換弁(13)及び吸入配管(46)を通過し、第1圧縮機(11)に吸入される。

【0097】従って、第6実施形態においても、第5実施形態と同様の効果を得られる。

【0098】

【発明の効果】以上のように、本発明によれば、多段圧縮式の冷凍サイクルにおいてローレンツサイクルを行う

特開2000-161805

18

ようにしたので、相変化時に温度が変化する非共沸混合冷媒の特性を有効活用することができ、冷媒と熱媒体との温度差を十分確保することができる。従って、冷凍サイクルの効率が向上する。

【図面の簡単な説明】

【図1】第1実施形態に係る冷凍装置の冷媒回路図である。

【図2】第1実施形態に係る冷凍サイクルのモリエル線図である。

10 【図3】第2実施形態に係る冷凍装置の冷媒回路図である。

【図4】第3実施形態に係る冷凍装置の冷媒回路図である。

【図5】第4実施形態に係る冷凍装置の冷媒回路図である。

【図6】第4実施形態に係る冷凍サイクルのモリエル線図である。

【図7】第5実施形態に係る冷凍装置の冷媒回路図である。

20 【図8】第6実施形態に係る冷凍装置の冷媒回路図である。

【符号の説明】

(11) 第1圧縮機

(12) 第2圧縮機

(13) 四路切換弁（流路切換手段）

(14) 熱源側熱交換器

(15) 第1膨張弁

(16) 気液分離器

(17) 第2膨張弁

30 (18) 利用側熱交換器

(19) ガス配管

(20) 熱源側四路切換弁（流通方向変更手段）

(21) 利用側四路切換弁（流通方向変更手段）

(40) 過冷却熱交換器

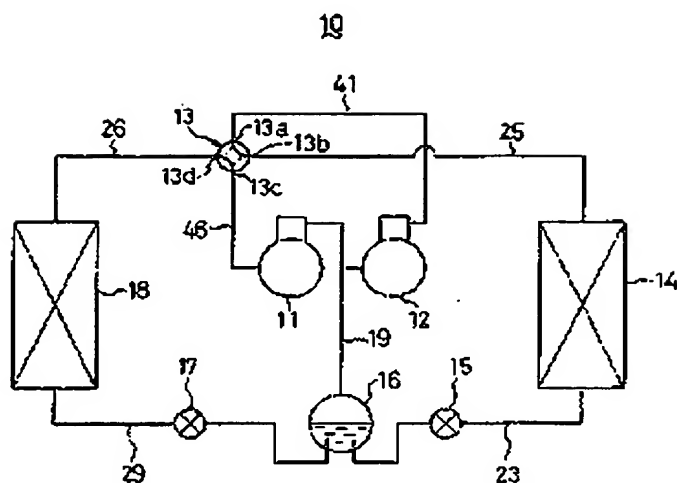
(40a) 第1熱交換部

(40b) 第2熱交換部

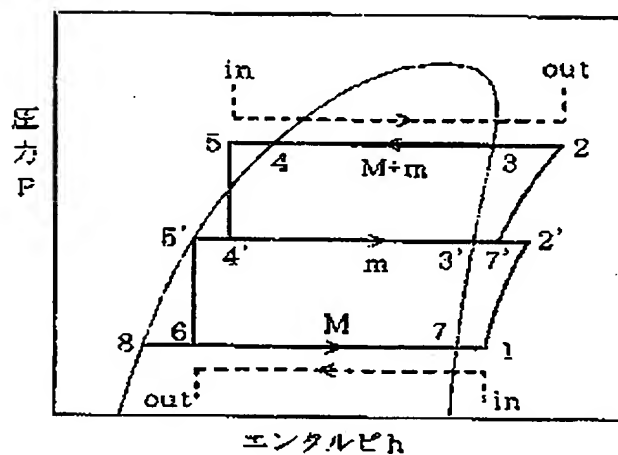
(11)

特開2000-161805

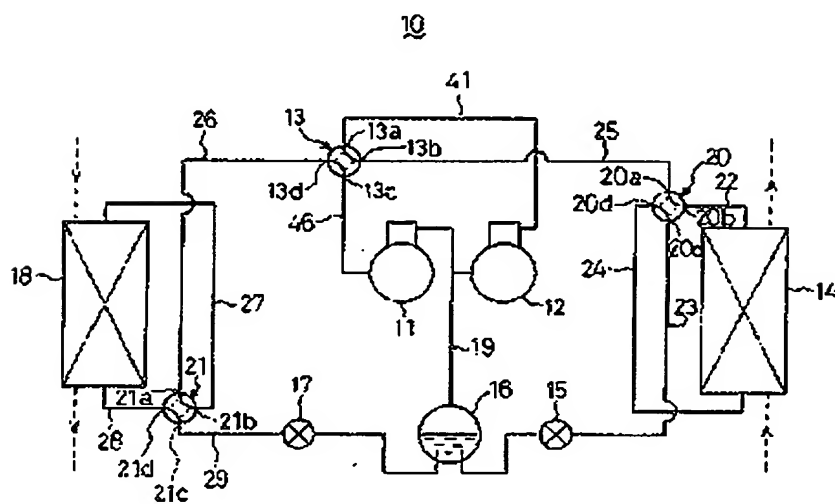
【図1】



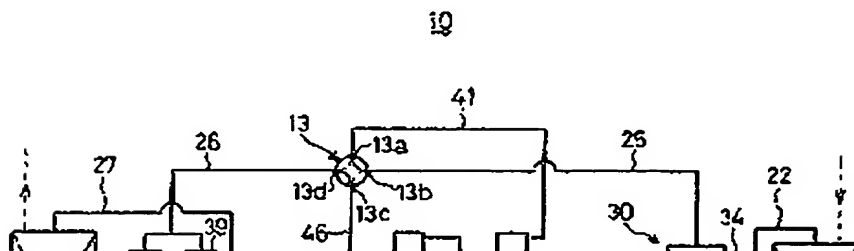
【図2】



【図3】



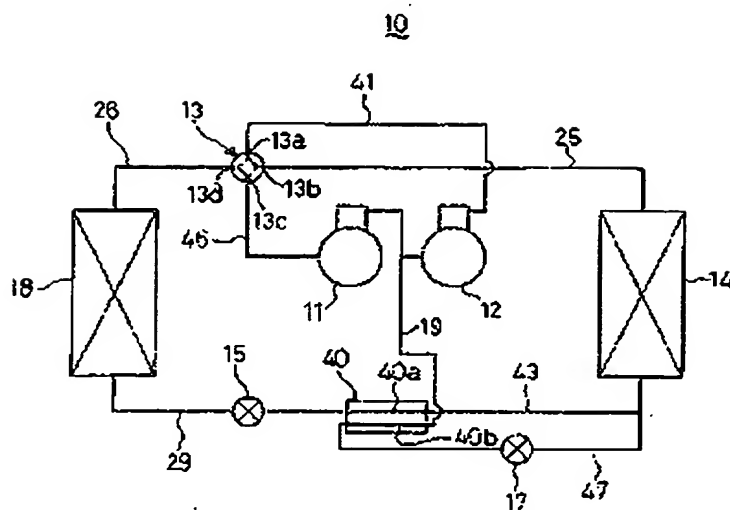
【図4】



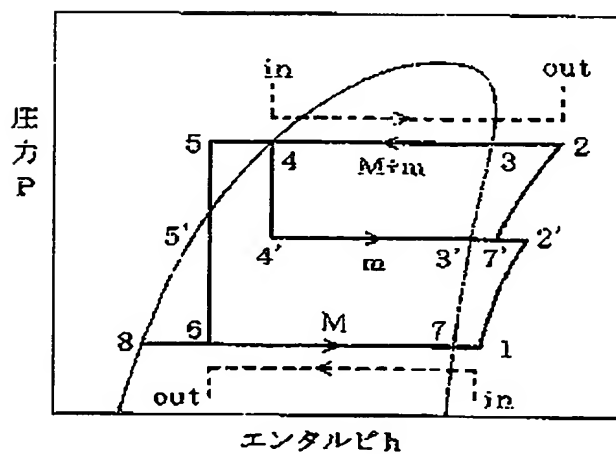
(12)

特開2000-161805

【図5】



【図6】

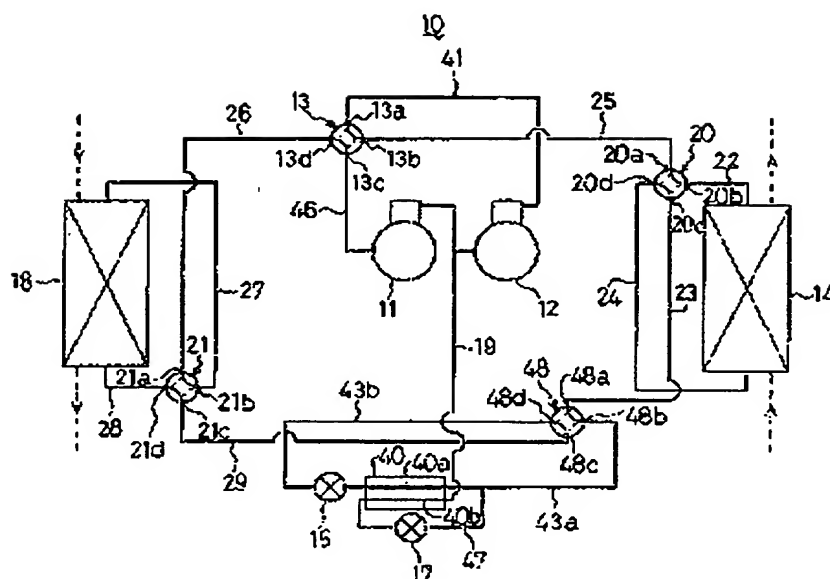




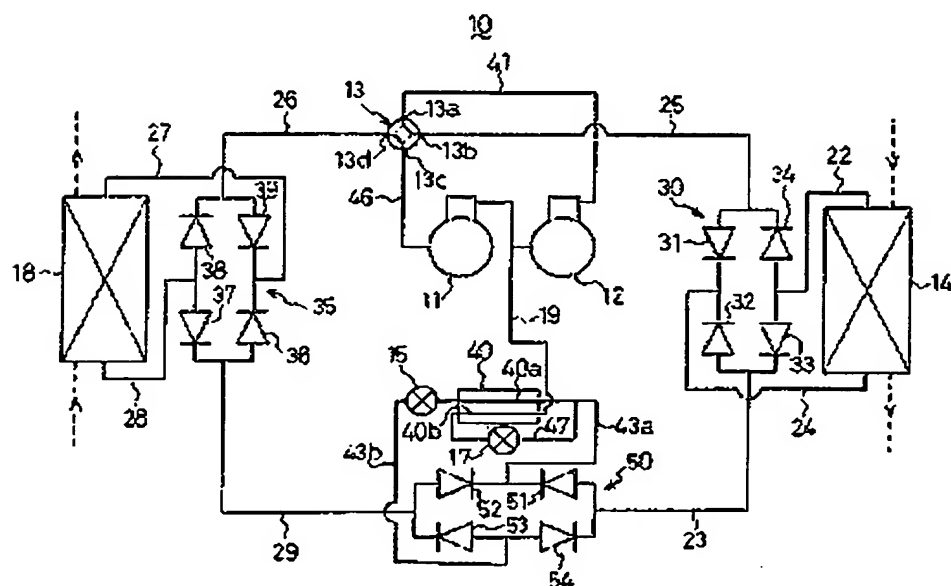
(13)

特開2000-161805

【図7】



【図8】



フロントページの続き